

p18



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 199 56 996 A 1

51 Int. Cl.⁷:
B 60 K 17/06

21 Aktenzeichen: 199 56 996.7
22 Anmeldetag: 26. 11. 1999
43 Offenlegungstag: 31. 5. 2000

DE 199 56 996 A 1

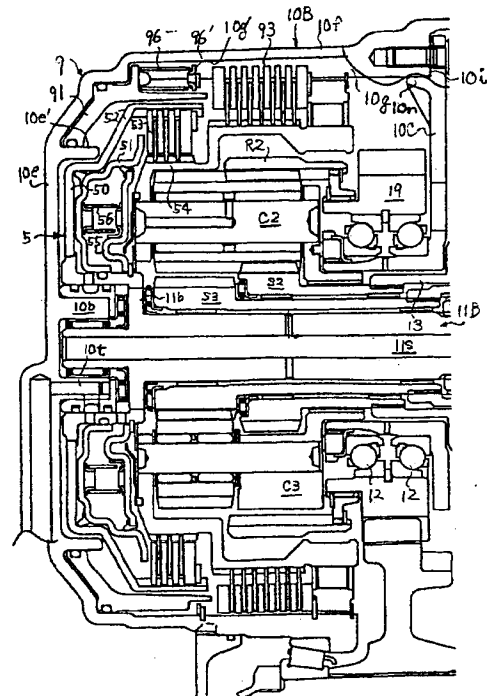
30 Unionspriorität:
P 10-353908 27. 11. 1998 JP
71 Anmelder:
Aisin AW Co., Ltd., Anjo, Aichi, JP
74 Vertreter:
Tiedtke, Bühling, Kinne & Partner, 80336 München

72 Erfinder:
Taniguchi, Takao, Anjo, Aichi, JP; Tsukamoto,
Kazumasa, Anjo, Aichi, JP; Hayabuchi, Masahiro,
Anjo, Aichi, JP; Nishida, Masaaki, Anjo, Aichi, JP;
Kasuya, Satoru, Anjo, Aichi, JP; Katou, Akitoshi,
Anjo, Aichi, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Fahrzeug-Automatikgetriebe

57 Ein Automatikgetriebe ist in einem Gehäuse angeordnet. Ein Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus ist um eine Eingangswelle herum angeordnet. Ein Rad ist an einer Stützwand des Gehäuses so gestützt, um eine Abgabe des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismusses auf eine andere Welle zu übertragen, die sich entlang der Eingangswelle erstreckt. Ein hinterer Deckelabschnitt ist einstückig mit dem Gehäuse, wodurch ein Anschlussabschnitt beseitigt wird. Die Stützwand zum Stützen des Rads ist entferntbar angebracht an dem Gehäuse über einen Ausschnittabschnitt.



DE 199 56 996 A 1

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein in ein Fahrzeug eingebautes Automatikgetriebe und insbesondere auf eine Gehäusestruktur, in der ein Geschwindigkeitswechsel- oder Gangwechsel-Mechanismus des Automatikgetriebes untergebracht ist. Als eine Gestalt des Fahrzeug-Automatikgetriebes gibt es ein Automatikgetriebe für ein Frontmotor-Frontantriebs-Fahrzeug oder ein Heckmotor-Heckantriebs-Fahrzeug. Diese Art eines Automatikgetriebes ist normalerweise in Reihe verbunden mit einem Motor zwischen einem rechten und linken Rad eines Fahrzeugs in einer Querauslegung, so dass eine Achse des Automatikgetriebes sich parallel zu einer Achse erstreckt. Deshalb wird bei einem Automatikgetriebe normalerweise eine dreiaxige Getriebebauweise eingesetzt, wobei ein Gegengetriebemechanismus und eine Differentialvorrichtung in einem einzelnen Gehäuse angeordnet sind.

Bei dem dreiaxigen Automatikgetriebe ist ein Gegenantriebszahnrad zum Übertragen der Abgabe einer Geschwindigkeitswechsel-Vorrichtung, die auf einer Hauptwelle angeordnet ist, auf eine Gegenwelle, die sich parallel zu der Hauptwelle erstreckt, auf einer Hauptwelle angeordnet. Da das Gegenantriebszahnrad große Drehmomente überträgt, die durch die Geschwindigkeitsreduktionen erzeugt werden, ist es eine normale Praxis, eine Bauweise einzusetzen, bei der die Gegenwelle fest gestützt ist an dem Gehäuse bei ihrer Mittenachse. Wenn das Gegenantriebszahnrad bei einer Zwischenposition des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus angeordnet ist, ist das Gegenantriebszahnrad gestützt bei einer Mittenstütze, die einstückig mit dem Gehäuse vorgesehen ist. Als ein Automatikgetriebe mit dem Einsatz des vorstehend erwähnten Stützverfahrens gibt es eine Technologie, die in dem US-Patent Nr. 4994007 offenbart ist. Bei dieser Technologie ist ein Zwischenabschnitt eines Gehäuses in einer Richtung entlang einer Achse des Gehäuses mit einer Stützwand versehen, die sich von einer Umfangswand des Gehäuses radial nach innen erstreckt. Um einen Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus in dem Gehäuse einzubauen, setzt die Technologie deshalb eine Bauweise ein, bei der ein vorderer Endabschnitt und ein hinterer Endabschnitt des Gehäuses Ausschnitte haben, und wobei der Ausschnitt des hinteren Endabschnitts bedeckt wird mit einem hinteren Gehäuse, nachdem die Komponententeile eines hinteren Halbabschnitts des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus eingebaut sind.

Wenn jedoch der Gehäusekörper und das hintere Gehäuse separat vorgesehen sind wie bei der vorstehend beschriebenen herkömmlichen Technik, brauchen die Anschlussabschnitte der beiden Gehäuseteile dickwandige Abschnitte, durch die Fixiereinrichtungen wie beispielsweise Bolzen oder dergleichen eingesetzt werden. Die dickwandigen Abschnitte können nicht vorstehen in eine Zwischenumgebung von Umfangswänden von Elementen eines Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus oder nach innen vorstehen von einer Umfangswand des Gehäuses, die an den Umfangswänden angeordnet ist, so dass die dicken Abschnitte nach außen vorstehen von dem äußeren Umfang des Gehäuses.

Bei einem typischen Automatikgetriebe ist ein Ventilkörper zum Regeln des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus an den Gehäusen so montiert, um sich parallel zu dem Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus zu erstrecken. Die dickwandigen Abschnitte stehen nach außen von dem Gehäuse vor, wie vorstehend beschrieben ist, und werden zu Hindernissen gegen das Anordnen des Ventilkörpers. Die Länge des Ventilkörpers ist auf eine derartige Länge begrenzt relativ zu der Gesamtlänge des Gehäuses, dass der

Ventilkörper inwärtig der Anschlussabschnitte angeordnet ist. Der Bereich ist dementsprechend begrenzt. Der Bereich des Ventilkörpers vermindert sich, so dass sich die Dicke erhöht. Deshalb gibt es Probleme bei der Gewährleistung einer minimalen Bodenfreiheit des Fahrzeugs und der Störung mit anderen Nebenaggregaten.

Die vorliegende Erfindung wurde gemacht angesichts der vorstehend erwähnten Umstände. Die Aufgabe der Erfindung besteht in der Schaffung einer Gehäusestruktur eines Automatikgetriebes, wobei ein hinteres Gehäuse zusammen mit einem Gehäusekörper so ausgebildet ist, dass eine Ventilkörper-Montageseite gewährleistet werden kann im Wesentlichen über die gesamte Länge des Gehäuses.

Um die vorstehend erwähnte Aufgabe zu lösen, schafft die vorliegende Erfindung ein Fahrzeug-Automatikgetriebe mit einem Gehäuse, einem Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus, der um eine Eingangswelle herum angeordnet ist, einem Zahnrad zum Übertragen einer Abgabe des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus auf eine Welle, die sich entlang der Eingangswelle erstreckt, und einer Stützwand, die an dem Gehäuse angebracht ist und das Zahnrad stützt, wobei das Gehäuse bei einem Ende des Gehäuses einen hinteren Deckelabschnitt hat, der einstückig mit dem Gehäuse ausgebildet ist und bei einem anderen Ende des Gehäuses einen Ausschnittabschnitt hat, und wobei die Stützwand von dem Gehäuse abnehmbar ist über den Ausschnittabschnitt.

Das Fahrzeug-Automatikgetriebe der Erfindung ermöglicht, dass das Stützgehäuse, das nötig ist für den Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus, in dem Gehäuse angeordnet wird und gleichzeitig eine Integration eines hinteren Gehäuseabschnitts mit dem Gehäuse eingesetzt wird und ein Vorsprung eines Anschlussabschnitts beseitigt wird, der radial nach außen vorsteht relativ zu dem Gehäuse. Deshalb wird es möglich, eine Ventilkörper-Anordnungsfläche zu gewährleisten im Wesentlichen über die gesamte Länge des Gehäuses. Somit können Beschränkungen des Bereichs des Ventilkörpers beseitigt werden.

Bei dem Fahrzeug-Automatikgetriebe kann auch eine Bauweise eingesetzt werden, wobei das Gehäuse bei einer Montageposition der Stützwand und einer Position des Ausschnittabschnitts Endflächen hat, die dem Ausschnittabschnitt zugewandt sind und voneinander verschoben sind in einer Position in einer Umfangsrichtung, und wobei die Stützwand mit einem Vorsprungsabschnitt versehen ist, der über eine Endfläche des Ausschnittabschnitts des Gehäuses hinaus bewegt werden kann und in Kontakt tritt mit einer Endfläche, die vorgesehen ist bei der Montageposition der Stützwand, und wobei die Stützwand an dem Gehäuse fixiert ist, wobei die Vorsprungsabschnitte in Kontakt mit der Endfläche bei der Montageposition eingerichtet sind, und wobei der Ausschnittabschnitt des Gehäuses geschlossen ist durch einen Deckel, der angeordnet ist in Kontakt mit der Endfläche des Ausschnittabschnitts und fixiert ist an der Endfläche, um den Ausschnittabschnitt zu bedecken.

Die vorstehend beschriebene Bauweise ermöglicht die Anordnung der Stützwand in dem Gehäuse, während die Endfläche zum Fixieren der Stützwand an dem Gehäuse und die Endfläche zum Fixieren des Deckels zum Schließen des Gehäuseausschnitts an dem Gehäuse angeordnet sind in Abschnitten mit im Wesentlichen gleichen Durchmessern, da die Endflächen voneinander verschoben sind in der Umfangsrichtung relativ zu dem Gehäuse. Deshalb wird es unnötig, den Außendurchmesser der Ausschnittabschnittsseite des Gehäuses zu erweitern, um die Stützwand anzuordnen. Somit kann deshalb der Außendurchmesser reduziert werden, so dass nicht nur die Länge in den Richtungen der Achse des Gehäuses zum Anordnen des Ventilkörpers son-

dem auch ein Einbauraum gewährleistet werden kann.

Eine andere Bauweise kann auch eingesetzt werden, wobei das Gehäuse Keilzähne hat, die sich in einem inneren Umfang einer Umfangswand des Gehäuses in einer Richtung seiner Achse so erstrecken, um ein Reibungselement einer Bremse des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus auf eine derartige Weise zu stützen, dass das Drehen des Reibungselements angehalten wird, und wobei die Keilzähne kurze Keilzähne umfassen, die bei der Montageposition der Stützwand enden, und lange Keilzähne, die sich erstrecken und bei dem Ausschnittabschnitt des Gehäuses enden, und wobei die Stützwand einen Außendurchmesserabschnitt hat, dessen Durchmesser kleiner ist als ein Durchmesser eines inneren Umfangs, der definiert ist durch die langen Keilzähne, und wobei ein Vorsprungsabschnitt, der von dem Außendurchmesserabschnitt so vorsteht, dass der Vorsprungsabschnitt durch einen Raum zwischen den langen Keilzähnen hindurchtreten kann, und in Kontakt treten kann mit einer Endfläche aus zumindest einem der kurzen Keilzähne, und wobei die Stützwand an dem Gehäuse fixiert ist, wobei der Vorsprungsabschnitt durch die Endfläche des zumindest einen der kurzen Keilzähne angehalten ist, und wobei der Ausschnittabschnitt des Gehäuses geschlossen ist durch einen Deckel, der angehalten ist durch und fixiert ist an einer Endfläche aus zumindest einem der langen Keilzähne, um den Ausschnittabschnitt abzudecken.

Bei der vorstehend beschriebenen Bauweise sind die Endfläche zum Fixieren der Stützwand an dem Gehäuse und die Endfläche zum Fixieren des Deckels zum Schließen des Gehäuseausschnitts an dem Gehäuse ausgebildet durch Anwenden der Endflächen der Keilzähne, die vorgesehen sind für die Bremse des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus. Des Weiteren werden die Zwischenzahnräume zwischen den Keilzähnen angewandt als Einsetzräume, um die Stützwand durch den Ausschnittabschnitt hindurchzubringen. Deshalb wird es möglich, die Stützwand anzuordnen durch Anwenden des zum Anordnen und Stützen eines Reibungselements der Bremse des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus nötigen Raums, wodurch die Notwendigkeit zu einer Erhöhung der Größe des Gehäuses für die Anordnung der Stützwand beseitigt wird. Deshalb macht diese Bauweise es auch unnötig, den Außendurchmesser der Ausschnittabschnittsseite des Gehäuses zu erweitern, um die Stützwand anzuordnen. Somit kann sein Außendurchmesser reduziert werden, so dass nicht nur die Länge in den Richtungen der Achse des Gehäuses zum Anordnen des Ventilkörpers sondern auch ein Einbauraum gewährleistet werden kann.

Bei der vorstehend beschriebenen Bauweise ist es auch möglich, eine Bauweise einzusetzen, wobei die Stützwand einen kreisförmigen Vorsprung hat, der in einen inneren Umfang eingepasst werden kann, der definiert ist durch die Keilzähne des Gehäuses.

Bei dieser Bauweise kann die Stützwand zentriert und positioniert werden an dem Gehäuse durch Einpassen des kreisförmigen Vorsprungs der Stützwand an dem inneren Umfang, der definiert ist durch die Keilzähne des Gehäuses. Deshalb wird es möglich, die zuverlässige Konzentrität des Zahnrandes zu erreichen, das gestützt ist durch die Stützwand relativ zu der Eingangswelle.

Die vorangegangene und weitere Aufgaben, Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden ersichtlich aus der folgenden Beschreibung eines bevorzugten Ausführungsbeispiels unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen, wobei gleiche Bezugszeichen verwendet werden, um gleiche Elemente zu repräsentieren, und wobei:

Fig. 1 ein Skizzendiagramm zeigt, bei dem ein Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus gemäß einem Ausführungs-

beispiel des Fahrzeug-Automatikgetriebes der Erfindung entwickelt ist;

Fig. 2 eine Ansicht der Enden in einer Richtung einer Achse zeigt, die eine Ist-Positionsbeziehung der drei Achsen bei dem in **Fig. 1** gezeigten Getriebe darstellt;

Fig. 3 eine Tabelle des Betriebs des vorstehend erwähnten Betriebs und Gangverhältnisse und Gangverhältnisschritte zeigt, die dadurch erreicht werden;

Fig. 4 ein Geschwindigkeitsdiagramm des Getriebes zeigt;

Fig. 5 eine Schnittansicht der gesamten Bauweise des Getriebes zeigt;

Fig. 6 eine Schnittansicht entlang einer Linie A-A in **Fig. 5** zeigt;

Fig. 7 eine vergrößerte Schnittansicht zeigt, die eine vordere Hälfte eines Hauptachsenabschnitts des Getriebes darstellt; und

Fig. 8 zeigt eine vergrößerte Schnittansicht, die eine hintere Hälfte des Hauptachsenabschnitts des Getriebes darstellt.

Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben. Vor der Beschreibung eines Getriebegehäuses, das ein Gegenstand der Erfindung ist, wird eine gesamte Bauweise eines Getriebestrangs beschrieben, der sich auf eine spezifische Bauweise des Gehäuses bezieht. **Fig. 1** stellt eine Diagrammskizze eines Getriebestrangs bei einem Ausführungsbeispiel eines Fahrzeug-Automatikgetriebes dar, bei dem die Erfindung ausgeführt ist, wobei Konfigurationen zwischen Wellen in einer einzelnen Ebene entwickelt sind. **Fig. 2** zeigt eine Ist-Wellenpositionsbeziehung bei dem vorstehend erwähnten Automatikgetriebe von einer Endseite aus gesehen an. Das Automatikgetriebe hat eine dreiaxige Bauweise, wobei eine Hauptachse X, eine Gegenachse Y und eine Differentialachse Z sich parallel zueinander erstrecken und verschiedene Elemente auf jeder Welle angeordnet sind. Um eine Eingangswelle **11** der Hauptachse X herum ist ein Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus angeordnet, der folgendes umfasst: einen Planetenradsatz G mit vier Geschwindigkeitswechsel-Elementen S2, S3, C2 (C3), R2 (R3), einen Geschwindigkeitsreduktions-Planetenradsatz G1, zwei Bremsen B-1, B-2 und drei Kupplungen C-1, C-2, C-3.

Bei diesem Automatikgetriebe ist ein Sonnenrad S3 mit kleinem Durchmesser des Planetenradsatzes G mit der Eingangswelle **11** verbunden durch die Kupplung C-1 über den Geschwindigkeitsreduktions-Planetenradsatz G1. Das Sonnenrad S2 mit großem Durchmesser kann relativ zu einem Gehäuse **10** durch eine Bremse B-1 angehalten werden. Ein Träger C2 (C3) ist mit der Eingangswelle **11** durch die Kupplung C-2 verbunden und kann relativ zu dem Gehäuse **10** durch eine Bremse B-2 angehalten werden. Ein Zahnkranz R2 (R3) ist als ein Ausgangselement mit einem Gegenantriebsrad **19** verbunden. Bei dem in **Fig. 1** gezeigten Getriebestrang ist ein Freilauf F-1 an einer Seite der Bremse B-2 angeordnet. Der Freilauf F-1, der automatisch seine Eingriffskraft löst, wenn die Bremse B-1 in Eingriff tritt, ist eingesetzt, um eine komplizierte hydraulische Regelung für den Eingriffsumschaltvorgang zwischen der Bremse B-2 und Bremse B-1 zu vermeiden bei einem Hochschalten von 1 nach 2, das nachfolgend detailliert beschrieben ist und zum Vereinfachen einer Löseregelung der Bremse B-2. Der Freilauf F-1 ist äquivalent zur Bremse B-2.

Der Getriebestrang von diesem Ausführungsbeispiel wird als Nächstes weiter detailliert beschrieben. Auf der Hauptachse X ist ein Drehmomentwandler **4**, der mit einer Wandlerüberbrückungs-Kupplung ausgestattet ist, angeordnet, der eine Drehung von einem (nicht gezeigten) Motor auf die

Eingangswelle 11 überträgt. Ein Gegenrad 2 ist auf der Gegenachse Y angeordnet. Das Gegenrad 2 umfasst ein gegenangetriebenes Zahnrad 1 mit großem Durchmesser, das auf einer Gegenwelle 20 fixiert ist und mit dem Gegenantriebsrad 19 kämmt, und ein Differentialantriebs-Ritzelrad 22, das an der Gegenwelle 20 fixiert ist und mit einem Differentialzahnkranz 31 kämmt. Mit diesen Elementen führt das Gegenrad 2 die Funktion der Reduktion der Geschwindigkeit des Ausgangs von der Seite der Hauptachse X durch und kehrt die Abgabe um und überträgt sie zu einer Differentialvorrichtung 3. Die Differentialvorrichtung 3 ist auf der Differentialachse Z angeordnet. Die Differentialvorrichtung 3 hat ein Differentialgehäuse 32, das an dem Differentialzahnkranz 31 fixiert ist. Differentialdrehungen, die durch Differentialräder erzeugt werden, die in dem Differentialgehäuse 32 angeordnet sind, werden auf eine rechte und eine linke Welle 30 abgegeben, wodurch schließlich Radantriebskräfte geliefert werden.

Der Planetenradsatz G ist durch einen Radsatz der Ravigneaux-Art ausgebildet mit den beiden Sonnenrädern S2, S3 mit unterschiedlichen Durchmessern und den Trägern C2 (C3), die die beiden Ritzelräder P2, P3 stützen, die miteinander kämmt, wobei eines der beiden Ritzelräder mit dem Sonnenrad S2 mit großem Durchmesser und dem Zahnkranz R2 (R3) kämmt, und das andere mit dem Sonnenrad S3 mit kleinem Durchmesser kämmt.

Bei dem Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1 ist das Sonnenrad S1 an dem Getriebegehäuse 10 fixiert und der Zahnkranz R1 ist als ein Eingangelement mit der Eingangswelle 11 verbunden und der Träger C1 ist als ein Ausgangelement mit dem Planetenradsatz G über die Kupplung C-1 und die Kupplung C-3 verbunden. Das Sonnenrad S3 mit kleinem Durchmesser des Planetenradsatzes G ist mit der Kupplung C-1 verbunden und das Sonnenrad S2 mit großem Durchmesser ist mit der Kupplung C-3 verbunden und kann angehalten werden relativ zu dem Automatikgetriebegehäuse 10 durch die Bremse B-1, die durch eine Handbremse gebildet ist. Der Träger C2 (C3) ist mit der Eingangswelle 11 über die Kupplung C-2 verbunden und kann relativ zu dem Getriebegehäuse 10 durch die Bremse B-2 angehalten werden und kann von der Drehung abgehalten werden in einer Richtung relativ zu dem Getriebegehäuse 10 durch den Freilauf F-1. Der Zahnkranz R2 (R3) ist mit dem Gegenantriebsrad 19 verbunden.

Das somit aufgebauete Automatikgetriebe schaltet die Gänge auf der Grundlage einer Fahrzeuglast und einer Fahrgeschwindigkeit innerhalb einem Gangbereich in Übereinstimmung mit einem gewählten Bereich, der durch eine fahrende Person gewählt ist, durch die Regelung durch eine elektronische Regeleinheit und eine hydraulische Regeleinheit, die nicht gezeigt sind. Fig. 3 zeigt eine Tabelle der durch den Eingriff und Nicht-Eingriff der individuellen Kupplungen und Bremsen erreichten Gänge (ein Zeichen O zeigt einen Eingriff an und ein Leerzeichen zeigt einen Nicht-Eingriff an). Fig. 4 zeigt ein Geschwindigkeitsdiagramm, das die durch den Eingriff der individuellen Kupplungen und Bremsen erreichten Ganggeschwindigkeiten (ein Zeichen ● zeigt deren Eingriff an) und das Drehgeschwindigkeits-Verhältnis des individuellen Geschwindigkeitswechsel-Elements anzeigt.

Wie unter Bezugnahme auf die beiden Zeichnungen ersichtlich ist, wird der erste Gang (1) erreicht durch den Eingriff der Kupplung C-1 und der Bremse B-2 (bei diesem Ausführungsbeispiel ist der Eingriff der Bremse B-2 ersetzt durch den automatischen Eingriff des Freilaufs F-1, wie aus der Betriebstabelle ersichtlich ist. Die Gründe für den Einsatz des Eingriffs dieses Elements und für die Übereinstimmung des Eingriffs dieses Elements mit dem Eingriff der

Bremse B-2 werden nachfolgend erläutert). Dabei wird die Drehung nach der Geschwindigkeitsreduktion über die Eingangswelle 11 und das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1 auf das Sonnenrad S3 mit kleinem Durchmesser über die Kupplung C-1 eingeleitet. Mit der Reaktionskraft von dem Träger C3, der angehalten ist durch den Eingriff des Freilaufs F-1, wird die geschwindigkeitsreduzierte Reduktion des maximal geschwindigkeitsreduzierten Verhältnisses des Zahnkranzes R1 abgegeben auf das Gegenantriebsrad 19.

Als Nächstes wird der zweite Gang (2) erreicht durch den gleichzeitigen Eingriff der Kupplung C-1 und der Bremse B-1. Dabei wird die Drehung nach der Geschwindigkeitsreduktion über die Eingangswelle 11 und das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1 auf das Sonnenrad S3 über die Kupplung C-1 eingeleitet. Mit der Reaktionskraft von dem Sonnenrad S2 mit großem Durchmesser, das angehalten ist durch den Eingriff der Bremse B-1, wird die geschwindigkeitsreduzierte Rotation des Zahnkranzes R2 (R3) abgegeben auf das Gegenantriebsrad 19. Das Geschwindigkeitsreduktions-Verhältnis ist dabei kleiner als das für den ersten Gang (1), wie aus Fig. 4 ersichtlich ist.

Der dritte Gang (3) wird erreicht durch den Eingriff der Kupplung C-1 und der Kupplung C-3. Dabei wird die Rotation nach der Geschwindigkeitsreduktion über die Eingangswelle 11 und das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1 gleichzeitig auf das Sonnenrad S2 mit großem Durchmesser und das Sonnenrad S3 mit kleinem Durchmesser eingeleitet über die Kupplung C-1 und die Kupplung C-3. Der Planetenradsatz G befindet sich bei einem unmittelbar verbundenen Zustand. Deshalb wird die Rotation des Zahnkranzes R2 (R3), die dieselbe ist wie die Eingangsrotation auf die beiden Sonnenräder, abgegeben auf das Gegenantriebsrad 19 als eine Rotation, deren Geschwindigkeit reduziert ist relativ zu der Rotation der Eingangswelle 11.

Der vierte Gang (4) wird erreicht durch den gleichzeitigen Eingriff der Kupplung C-1 und der Kupplung C-2. Dabei wird die Rotation, die geschwindigkeitsreduziert ist über die Eingangswelle 11 und das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1, auf das Sonnenrad S3 eingeleitet über die Kupplung C-1, und eine nicht-geschwindigkeitsreduzierte Rotation, die von der Eingangswelle 11 über die Kupplung C-2 eingeleitet wird, wird auf den Träger C3 eingeleitet. Eine Rotation in Übereinstimmung mit einem Zwischenpunkt zwischen den beiden Eingangsrotationen wird auf das Gegenantriebsrad 19 abgegeben als eine Rotation des Zahnkranzes R3, die etwas geschwindigkeitsreduziert ist im Vergleich mit der Rotation der Eingangswelle 11.

Der fünfte Gang (5) wird erreicht durch den gleichzeitigen Eingriff der Kupplung C-2 und der Kupplung C-3. Dabei wird die Rotation, die geschwindigkeitsreduziert ist über die Eingangswelle 11 und das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1, auf das Sonnenrad S2 eingeleitet über die Kupplung C-3, und eine nicht-geschwindigkeitsreduzierte Rotation, die von der Eingangswelle 11 über die Kupplung C-2 eingeleitet ist, wird auf den Träger C2 eingeleitet. Eine Rotation des Zahnkranzes R2, dessen Geschwindigkeit etwas erhöht ist gegenüber der Rotationsgeschwindigkeit der Eingangswelle 11, wird auf das Gegenantriebsrad 19 abgegeben.

Der sechste Gang (6) wird erreicht durch den Eingriff der Kupplung C-2 und der Bremse B-1. Dabei wird eine nicht-geschwindigkeitsreduzierte Rotation von der Eingangswelle 11 nur auf den Träger C2 über die Kupplung C-2 eingeleitet. Mit der Reaktionskraft von dem durch den Eingriff der Bremse B-1 angehaltenen Sonnenrad S2 wird die Rotation des Zahnkranzes R2 geschwindigkeitserhöht und dann auf das Gegenantriebsrad 19 abgegeben.

Der Rückwärtsgang (R) wird erreicht durch den Eingriff der Kupplung C-3 und der Bremse B-2. Dabei wird die Rotation nach der Geschwindigkeitsreduktion über die Eingangswelle 11 und das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1 auf das Sonnenrad S2 eingeleitet über die Kupplung C-3. Mit der Reaktionskraft von dem durch den Eingriff der Bremse B-2 angehaltenen Träger C2 wird die Rückwärtsdrehung des Zahnkranzes R2 auf das Gegenantriebsrad 19 abgegeben.

Die vorstehend erwähnte Beziehung zwischen dem Freilauf F-1 und der Bremse B-2 wird beschrieben. Wie bei der Eingriffsbeziehung/eingriffsfreien Beziehung zwischen den beiden Bremsen B-1, B-2 bei dem ersten Gang und dem zweiten Gang dienen die beiden Bremsen als Reibungselemente, d. h. dass sie eingriffsgeschaltet werden bei einem Gesamtausdruck während dem Herauf- oder Herunterschalten zwischen zwei Gängen, d. h. ein Eingriff von einer der beiden Bremsen und Lösen der anderen werden gleichzeitig durchgeführt während dem Schalten. Das Eingriffsschalten zwischen Reibungselementen, wie vorstehend beschrieben ist, benötigt eine sehr genaue gleichzeitige Regelung des Eingriffsdrucks und des Lösungsdrucks der hydraulischen Servos, die die Reibungselemente betätigen. Eine Verwirklichung einer derartigen Regelung erfordert das Hinzufügen eines Regelventils für die Regelung, einen komplizierten hydraulischen Kreislauf oder dergleichen. Deshalb, unter Anwendung der Tatsache, dass die auf den Träger C2 (C3) wirkende Reaktionskraft umgekehrt wird, wenn der Gang geschaltet wird zwischen dem ersten Gang und dem zweiten Gang, setzt dieses Ausführungsbeispiel eine Anordnung ein, wobei die Eingriffsrichtung des Freilaufs übereinstimmt mit der Reaktionskraft-Stützrichtung bei dem ersten Gang, so dass der Freilauf F-1 im Wesentlichen dieselbe Funktion durchführt wie der Eingriff der Bremse B-2. Somit hält bei dem ersten Gang der Freilauf den Träger C2 (C3) an anstatt dem Eingriff der Bremse B-2 (bei einem Radantriebsfahrzeug-Freilaufzustand wird jedoch die Richtung des Reaktions-Drehmoments an dem Träger C2 (C3) umgekehrt relativ zu dem Zustand des Motorantriebs, so dass der Eingriff der Bremse B-2 notwendig ist, wie angedeutet ist durch die Markierung "O" in Fig. 3, um eine Motorbremswirkung zu erreichen).

Die vorstehend erreichten Gänge haben gute Gangabstufungen mit relativ konstanten Intervallen zwischen den Gängen, wie qualitativ aus den vertikalen Intervallen zwischen den Markierungen "O" ersichtlich ist, die Geschwindigkeits-Verhältnisse der Zahnkränze R2, R3 bei dem Geschwindigkeitsdiagramm von Fig. 4 andeuten. Wenn diese Beziehung quantitativ ausgedrückt wird mit spezifischen eingerichteten Werten, werden Gangverhältnisse erhalten, wie sie in Fig. 3 gezeigt sind. Die Gangverhältnisse sind dabei folgendermaßen. Das heißt, wenn das Zahn-Zahl-Verhältnis λ_1 zwischen dem Sonnenrad S1 und dem Zahnkranz R1 des Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrads G1 als $\lambda_1 = 44/78$ eingerichtet ist, das Zahn-Zahl-Verhältnis λ_2 zwischen dem Sonnenrad S2, d. h. dem Sonnenrad mit großem Durchmesser und dem Zahnkranz R2 (R3) des Planetenradsatzes G eingerichtet ist als $\lambda_2 = 36/78$ und das Zahn-Zahl-Verhältnis λ_3 zwischen dem Sonnenrad S3, d. h. dem Sonnenrad mit kleinem Durchmesser und dem Zahnkranz R3 eingerichtet ist als $\lambda_3 = 30/78$, dann werden die Eingangs- zu-Ausgangs-Gangverhältnisse folgendermaßen.

Der erste Gang: $(1 + \lambda_1)/\lambda_3 = 4,067$

Der zweite Gang: $(1 + \lambda_1)(\lambda_2 + \lambda_3)/\lambda_3(1 + \lambda_1) = 2,354$

Der dritte Gang: $(1 + \lambda_1) = 1,564$

Der vierte Gang: $(1 + \lambda_1)/(1 + \lambda_1 - \lambda_1 \cdot \lambda_3) = 1,161$

Der fünfte Gang: $(1 + \lambda_1)/(1 + \lambda_1 + \lambda_1 \cdot \lambda_2) = 0,857$

Der sechste Gang: $1/(1 + \lambda_2) = 0,684$

Rückwärtsgang: $-(1 + \lambda_1)/\lambda_2 = 3,389$

Die Schritte zwischen den Gangverhältnissen sind folgendermaßen.

Zwischen dem ersten und zweiten Gang: 1,73

Zwischen dem zweiten und dritten Gang: 1,51

Zwischen dem dritten und vierten Gang: 1,35

Zwischen dem vierten und fünften Gang: 1,35

Zwischen dem fünften und sechsten Gang: 1,25

Wie aus der vorangegangenen Beschreibung des Getriebebestrangs ersichtlich ist, wird das durch die Geschwindigkeitsreduktion und die entsprechende Verstärkung, die erreicht wird durch das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1, in den Planetenradsatz G bei diesem Getriebe eingeleitet, so dass eine Größe des Planetenradsatzes G selbst sich erhöht und eine entsprechende Größenerhöhung der verschiedenen Komponentenelemente zwangsläufig ist. Eine vorstehend beschriebene Getriebebestrang-Bauweise wird eingesetzt, um hauptsächlich die axiale Länge des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus zu reduzieren durch den Entwurf der Anordnung der Elemente anstatt der Seitenerhöhung der Elemente.

Die Bauweise der Abschnitte und die Anordnung der Elemente wird detailliert beschrieben unter Bezugnahme auf eine Gesamt-Schnittansicht in Fig. 5, einen Schnitt A-A in Fig. 6, und vergrößerte Teil-Schnittansichten in Fig. 7 und 8. In dieser Beschreibung bezieht sich der Ausdruck "Kupplung" und "Bremse" zusammen auf Reibungselemente und hydraulische Servoelemente. Deshalb ist die Kupplung C-1 gebildet durch ein Reibungselement 63 und ein hydraulisches Servoelement 6. Auf ähnliche Weise ist die Kupplung C-2 gebildet durch ein Reibungselement 53 und ein hydraulisches Servoelement 5, und die Kupplung C-3 ist gebildet durch ein Reibungselement 73 und ein hydraulisches Servoelement 7. Außerdem ist die Bremse B-1 gebildet durch ein Band 83 und ein (nicht gezeigtes) hydraulisches Servoelement, und die Bremse B-2 ist gebildet durch ein Reibungselement 93 und ein hydraulisches Servoelement 9.

Gemäß dem Gegenstand der Erfindung hat ein Gehäuse 10B, in dem der Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus untergebracht ist, einen hinteren End-Wandabschnitt 10e, der einstückig ausgebildet ist bei einem Ende des Gehäuses 10B als ein hinterer Deckelabschnitt, und einen Umfangs-Wandabschnitt 10f, dessen Durchmesser sich erhöht mit dem Vorwärts-Fortschritt von dem hinteren End-Wandabschnitt 10e, und einen Ausschnitt 10h bei dem anderen Ende. In einer inneren Umfangsfläche des Umfangs-Wandabschnitts 10f des Hauptkörpers 10B sind eine Vielzahl von Teilzähnen 10g ausgebildet, die sich im Wesentlichen von dem hinteren End-Wandabschnitt 10e zu dem vorderen End-Ausschnitt 10h erstrecken. In dem hinteren End-Wandabschnitt 10b sind ein hinterer Nabenabschnitt 10b ausgebildet, der vorwärts vorsteht von dem hinteren End-Wandabschnitt, um ein hinteres Ende der Eingangswelle 11 zu stützen, und eine kreisförmige Wand 10e, die eine innere Umfangswand eines Zylinders des hydraulischen Servoelements der nachfolgend detailliert beschriebenen Bremse B-2 bildet. Eine Stützwand 10C zum Stützen des Gegenantriebsrads 19 ist vorgesehen in einem im Wesentlichen zentralen Abschnitt des Gehäuses 10B in der Richtung der Achse auf eine derartige Weise, dass die Stützwand 10C von dem Gehäuse 10B über den Ausschnitt 10h entfernt werden kann.

Das Gehäuse 10B hat bei der Montageposition der Stützwand 10C und der Position des Ausschnittabschnitts 10h Endflächen 10i, 10j, die zu dem Ausschnittabschnitt zuge-

wandt sind und die voneinander verschoben sind in der Position in Umfangsrichtungen. Wie in Fig. 6 gezeigt ist, ist die Stützwand 10C mit vorstehenden Abschnitten 10m versehen, die über die Endflächen 10j des Ausschnittabschnitts 10h des Gehäuses 10B hinaus bewegt werden können und in Kontakt treten können mit Endflächen 10i, die bei der Montageposition der Stützwand 10C vorgesehen sind. Die Stützwand 10C ist an dem Gehäuse 10B fixiert unter Verwendung von Bolzen, wobei die vorstehenden Abschnitte 10m in Kontakt eingerichtet sind mit den Endflächen 10i bei der Montageposition. Der Ausschnittabschnitt 10h des Gehäuses 10B ist durch einen Deckel 10A geschlossen, der in Kontakt angeordnet ist mit den Endflächen 10j des Ausschnittabschnitts 10h und daran fixiert ist durch Bolzen, um den Ausschnittabschnitt 10h zu bedecken. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist der Deckel 10A durch einen Ölpumpenkörper ausgebildet und ein Ölpumpendeckel ist daran fixiert. Der Deckel 10A hat einen Vorwärts-Nabenabschnitt 10A, der rückwärts vorsteht von dem Ölpumpendeckel.

Insbesondere hat das Gehäuse 10B eine Vielzahl von Keilzähnen 10g, die sich in den inneren Umfang der Umfangswand 10f des Gehäuses 10B in der Richtung dessen Achse erstrecken, um das Reibungselement 93 der Bremse B-2 des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus auf eine derartige Weise zu stützen, dass ein Drehen des Reibungselements 93 angehalten wird. Die Keilzähne 10g umfassen kurze Keilzähne 10g', die bei der Montageposition der Stützwand 10C enden, und lange Keilzähne 10g'', die sich erstrecken und bei dem Ausschnittabschnitt 10h des Gehäuses 10B enden. Die Stützwand 10C hat einen Außendurchmesserabschnitt 10k, dessen Durchmesser kleiner ist als der Durchmesser eines inneren Umfangs, der durch die langen Keilzähne 10'' definiert ist, und die vorstehenden Abschnitte 10m, die von dem Außendurchmesserabschnitt so vorstehen, dass die vorstehenden Abschnitte 10m durch Räume zwischen den langen Keilzähnen 10g'' hindurchtreten können und in Kontakt treten können mit den Anschlussendflächen 10i der kurzen Keilzähne 10g'. Die Stützwand 10C ist an dem Gehäuse fixiert mit den vorstehenden Abschnitten 10m, die angehalten sind durch die Anschlussendflächen 10i der kurzen Keilzähne 10g'. Der Ausschnittabschnitt 10h des Gehäuses 10B ist durch den Deckel 10A geschlossen, der angehalten ist durch die Anschlussendflächen 10j der langen Keilzähne 10g'' und daran fixiert ist, um den Ausschnittabschnitt 10h zu bedecken.

Die Stützwand 10C hat einen kreisförmigen Vorsprung 10n, der in den inneren Umfang der Keilzähne 10g des Gehäuses 10B passen kann. Der kreisförmige Vorsprung 10n erstreckt sich rückwärts von einer Wandfläche der Stützwand 10C in Übereinstimmung mit dem Außendurchmesserabschnitt 10k und ist durch radiale Rippen verstärkt.

Die Eingangswelle 11 ist in zwei Wellen geteilt, d. h. eine vordere Welle 11A und eine hintere Welle 11B für eine einfachere Verarbeitung. Die beiden Wellen 11A, 11B sind zusammen verbunden durch einen Keileingriff. In dem vorderen Wellenabschnitt 11A sind ein Schmierdruck-Zufuhrfluidkanal 11r und ein Servodruck-Zufuhrfluidkanal 11p ausgebildet. Ein Schmierdruck-Fluidkanal 11s ist in dem hinteren Wellenabschnitt 11B ausgebildet. Ein Flansch 11a ist an einem äußeren Umfang eines Abschnitts des vorderen Wellenabschnitts 11A nahe einem hinteren Ende des vorderen Wellenabschnitts 11A ausgebildet. Ein Flansch 11b ist an einem äußeren Umfang eines Abschnitts des hinteren Wellenabschnitts 11B nahe einem hinteren Ende des hinteren Wellenabschnitts 11B ausgebildet. Der vordere Wellenabschnitt 11A ist gestützt durch eine Hülsenwelle, die auf den inneren Umfang des vorderen Nabenabschnitts 10a aufgezogen ist über Buchsen, die bei einer Position innerhalb

der Anordnungsposition der Ölpumpe und einer Position unmittelbar vor dem Flansch 11a angeordnet sind. Der hintere Wellenabschnitt 11B ist gestützt in Richtungen seines Durchmessers bei seinem vorderen Ende durch den Keileingriff mit dem vorderen Wellenabschnitt 11A und bei dem hinteren Ende durch einen hinteren Nabenabschnitt 10b des Gehäuses 10 über eine Lagerung. Die Stützung in Richtungen seiner Achse wird erreicht durch Axiallager, die angeordnet sind zwischen den Flanschen 11a, 11b, die in der Nachbarschaft der vorstehend erwähnten Stützabschnitte und der fernen Enden der Nabenabschnitte ausgebildet sind.

Der Planetenradsatz G ist angeordnet bei einem äußeren Umfang des hinteren Wellenabschnitts 11B der Eingangswelle 11. Das Sonnenrad S3 ist bei seinen beiden Enden an dem hinteren Wellenabschnitt 11B gestützt über Buchsen, die angeordnet sind bei einem Radabschnitt und einem verlängerten Wellenabschnitt des Sonnenrads S3. Das Sonnenrad S2 ist bei seinen beiden Enden an dem verlängerten Wellenabschnitt des Sonnenrads S3 gestützt über Buchsen, die angeordnet sind an einem Radabschnitt und einem verlängerten Wellenabschnitt des Sonnenrads S2. Der Träger C2 (C3) ist auf eine Tragarmweise bei seinem vorderen Endabschnitt an dem verlängerten Wellenabschnitt des Sonnenrads S2 über eine Buchse gestützt. Der Zahnkranz R2 ist gestützt an dem Gegenantriebsrad 19 durch eine Keilkopplung unter Verwendung eines Flanschelements. Das Sonnenrad S2 des Planetenradsatzes G ist bei seinem verlängerten Wellenabschnitt an einem Antriebskraft-Übertragungselement 13 durch einen Keileingriff gekoppelt. Das Antriebskraft-Übertragungselement 13 ist mit einer Trommel 92 der Kupplung C-3 durch ein Endseitenkämmen gekoppelt. Das Sonnenrad S3 ist bei seinem verlängerten Wellenabschnitt an einem verlängerten Abschnitt eines Zylinders 60 eines hydraulischen Servoelements der Kupplung C-1 durch einen Keileingriff gekoppelt. Der Träger C2 (C3) ist mit einem Element gekoppelt, das eine Integration aus einer Nabe der Bremse B-2 und einer Nabe 54 der Kupplung B-2 ist, die an dem hinteren Ende des Trägers C2 (C3) fixiert ist und sich vorwärts erstreckt bei einer Seite eines äußeren Umfangs des Planetenradsatzes G und einer inneren Litze des Freilaufs F-1. Darüber hinaus ist der Zahnkranz R2 (R3) mit dem Gegenantriebsrad 19 gekoppelt über ein Kopplungselement, wie vorstehend beschrieben ist.

Das Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrad G1 ist vor dem Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus auf eine derartige Weise angeordnet, dass das Sonnenrad S1, das an Reaktionskraftelement ist, fixiert ist durch einen Keileingriff an einem hinteren Endabschnitt der Hülsenwelle 13, die auf den inneren Umfang des vorderen Nabenabschnitts 10a aufgezogen ist und daran fixiert ist und bei seinem vorderen Endabschnitt einen Stator des Drehmomentwandlers an dem Ölpumpendeckel fixiert über einen Freilauf, und derart, dass der Zahnkranz R1, der ein Eingangselement ist, durch einen Keileingriff an dem inneren Umfang des Flansches 11a der Eingangswelle 11 gekoppelt ist. Der Träger C1, der ein Ausgangselement ist, ist bei seinem vorderen Endabschnitt an einer nachfolgend beschriebenen Nabe 74 fixiert, die den Kupplungen C-1, C-3 gemeinsam ist.

Die hydraulischen Servoelemente 6, 7 der Kupplungen C-1, C-3 sind an entgegengesetzten Seiten des Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrads G1 so angeordnet, um sich zugewandt zu sein in der Vorwärts-Rückwärts-Richtung. Das hydraulische Servoelement 6 der Kupplung C-1 ist gebildet durch einen Zylinder 60, der drehbar gestützt ist an dem äußeren Umfang eines hinteren Endabschnitts des vorderen Wellenabschnitts 11A der Eingangswelle und hat eine Trommel 62, die an einer äußeren Umfangsseite des Zylinders 60 fixiert ist, einen Kolben 61, der gleitfähig in dem Zy-

linder 60 eingesetzt ist, eine Löseplatte 65 zum Versetzen des Zentrifugal-Hydraulikdrucks, der an der Rückseite des Kolbens 61 auftritt, und eine Rückholfeder 66. Die Zufuhr des Servodrucks zu dem hydraulischen Servoelement und das Entfernen des Servodrucks von demselben wird durchgeführt über den welleninneren Fluidkanal 11p des vorderen Wellenabschnitts 11A.

Das hydraulische Servoelement 6 der Kupplung C-1 ist ein Element, das bei einer inneren Umfangsseite des Reibungselements 63 der Kupplung angeordnet ist und das einen Keileingriff mit sich bringt mit dem verlängerten Wellenabschnitt des Sonnenrads S3 des Planetenradsatzes G, um eine Antriebskraft von der Trommel 62 der Kupplung C-1 auf das Sonnenrad S3 des Planetenradsatzes G zu übertragen. Das hydraulische Servoelement 6 ist an der Eingangs- welle bei einer inneren Umfangsseite der Stützwand 10C gestützt, die als ein Element dient zum Stützen des Gegenantriebsrads 19 zum Übertragen der Abgabe des Zahnkranzes R3 des Planetenradsatzes G auf die Gegenwelle.

Das hydraulische Servoelement 7 der Kupplung C-3 ist durch einen Zylinder 70 gebildet, der drehbar gestützt ist an dem äußeren Umfang des vorderen Nabenabschnitts 10a über eine Buchse und der radial verlängert ist bei seiner äußeren Umfangsseite, um eine Trommel 72 zu bilden, und einen Kolben 71, der gleitfähig in dem Zylinder 70 eingesetzt ist, und eine Löseplatte 75 zum Versetzen des Zentrifugal-Hydraulikdrucks, der an der Rückseite des Kolbens 71 auftritt, und eine Rückholfeder 76. Die Zufuhr des Servodrucks zu dem hydraulischen Servoelement 7 und die Entfernung des Servodrucks von demselben wird durchgeführt über einen Gehäusefluidkanal 10q, der in dem vorderen Nabenabschnitt 10a ausgebildet ist.

Das Reibungselement 63 der Kupplung C-1 und das Reibungselement 73 der Kupplung C-3 sind Seite an Seite an der äußeren Umfangsseite des Geschwindigkeitsreduktions- Planetenrads G1 angeordnet. Das Reibungselement 63 der Kupplung C-1 ist durch Trennplatten und ein Mehrfachplatten-Reibungselement gebildet, das an seiner inneren Umfangsseite mit der Nabe 74 verkeilt ist und bei einer äußeren Umfangsseite mit der Trommel 62 verkeilt ist. Eine Bauweise ist so gestaltet, dass ein Drehmoment von der Nabe 74 auf die Trommel 62 übertragen wird durch einen Kupplungseingriff, der erreicht wird durch Klemmen der Rückplatte, die an einem fernen Ende der Trommel 62 fixiert ist, und den Kolben 61, der aus dem Zylinder 60 herausgezogen wird bei der Zufuhr eines Hydraulikdrucks in das hydraulische Servoelement 6.

Das Reibungselement 73 der Kupplung C-3 ist durch Trennplatten gebildet und ein Mehrfachplatten-Reibungselement, das bei seiner inneren Umfangsseite mit der Nabe 74 verkeilt ist und bei einer äußeren Umfangsseite mit der Trommel 72 verkeilt ist. Eine Bauweise ist so gestaltet, dass ein Drehmoment von der Nabe 74 auf die Trommel 72 übertragen wird durch einen Kupplungseingriff, der erreicht wird durch Klemmen einer Rückplatte, die an einem fernen Ende der Trommel 72 fixiert ist, und den Kolben 71, der aus dem Zylinder 70 herausgezogen wird bei der Zufuhr eines Hydraulikdrucks in das hydraulische Servoelement 7.

Das hydraulische Servoelement 5 der Kupplung C-2 ist rückwärts von dem Planetenradsatz G angeordnet, d. h. in einer hintersten Position des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismuses. Das hydraulische Servoelement 5 ist durch einen Zylinder 50 gebildet, der bei seiner inneren Umfangsseite mit dem Flansch 11b des rückwärtigen Abschnitts 11B der Eingangs- welle gekoppelt ist und sich radial erstreckt bei seiner äußeren Umfangsseite, um die Trommel 52 zu bilden, und einen Kolben 51, der in dem Zylinder 50 enthalten ist, und eine Zentrifugal-Hydraulikdruck-Löseplatte 55 und

eine Rückholfeder 56. Die Zufuhr des Hydraulikdrucks zu dem hydraulischen Servoelement 6 und das Entfernen des Hydraulikdrucks von demselben wird durchgeführt über einen Gehäusefluidkanal 10t, der in dem rückwärtigen Nabenabschnitt 10b des Getriebegehäuses ausgebildet ist.

Das Reibungselement 53 der Kupplung C-2 ist gebildet durch Trennplatten und ein Mehrfachplatten-Reibungselement, das bei seiner inneren Umfangsseite mit der Nabe 54 verkeilt ist und bei einer äußeren Umfangsseite mit der Trommel 52 verkeilt ist bei einer Stelle, die hinter der äußeren Umfangsseite des Planetenradsatzes G ist und nicht mit einem Zahnkranz versehen ist. Eine Bauweise ist so gestaltet, dass ein Drehmoment von der Trommel 52 auf die Nabe 54 übertragen wird durch einen Kupplungseingriff, der erreicht wird durch Klemmen einer Rückplatte, die an einem fernen Ende der Trommel 52 fixiert ist, und den Kolben 51, der aus dem Zylinder 50 herausgezogen wird bei der Zufuhr eines Hydraulikdrucks in das hydraulische Servoelement 5 hinein.

Die Bremse B-1 ist eine Handbremse, die so aufgebaut ist, dass ein Bremsband 83 die Trommel 72 der Kupplung C-3 klemmt. Das hydraulische Servoelement der Handbremse ist weggelassen aus den Darstellungen in den Zeichnungen, da sich das hydraulische Servoelement in einer tangentialen Richtung relativ zu der Trommel 72 bei derselben Position wie das Bremsband 83 in den Richtungen der Achse erstreckt.

Die Bremse B-2 hat eine Mehrfachplatten-Bauweise wie in anderen Kupplungen. Das Reibungselement 93 der Bremse B-2 ist vorwärts angeordnet an der äußeren Umfangsseite des Planetenradsatzes G. Das hydraulische Servoelement 9 der Bremse B-2 ist an dem hinteren Endwandabschnitt 10e des Gehäuses 10 an der äußeren Umfangsseite des hydraulischen Servoelements 5 der Kupplung C-2 auf eine derartige Weise angeordnet, dass das Reibungselement 93 der Bremse B-2 in Eingriff kommen kann mit der Außenseite des Reibungselements 53 der Kupplung C-2. Das hydraulische Servoelement 9 ist an einer Seite des Freilaufs F-1 angeordnet. Das hydraulische Servoelement 9 der Bremse B-2 ist auf eine derartige Weise vorgesehen, dass der den Kolben 91 enthaltende Zylinder innerhalb dem hinteren Endwandabschnitt 10e des Getriebegehäuses 10 angeordnet ist. Insbesondere sind die Trennplatten des Reibungselements 93 bei ihrem äußeren Umfang an dem Umfangswandabschnitt 10f des Gehäuses 10 gestützt durch einen Keileingriff, so dass die Trennplatten vom Drehen abgehalten werden. Reibungselementscheiben sind an ihrem äußeren Umfang an der Bremsnabe gestützt durch einen Keileingriff, so dass die Reibungselementscheiben vom Drehen abgehalten werden. Das hydraulische Servoelement 9 hat eine Bauweise, wobei ein kreisförmiger Kolben 91 in den Zylinder eingepasst ist, der durch den Umfangswandabschnitt 10f des Gehäuses 10 definiert ist, den hinteren Endwandabschnitt 10e und eine kreisförmige Wand 10e', die sich von dem hinteren Endwandabschnitt 10e in einer Richtung der Achse erstreckt. Eine Anordnung ist so gestaltet, dass ein verlängerter Abschnitt des Kolbens 91 sich erstreckt über den äußeren Umfang der Trommel 52 der Kupplung C-2, um dem Reibungselement 93 zugewandt zu sein. Eine Rückholfeder 96 und ihr Aufnahmeabschnitt 96' des hydraulischen Servoelements 9 der Bremse B-2 sind in Räumen angeordnet zwischen den Keilzähnen 10g, die das Reibungselement 93 der Bremse B-2 stützen.

Angesichts der Stützung des Gegenantriebsrads 19 ist das Rad 19 über eine Lagerung 12 gestützt an einem äußeren Umfang eines Nabenabschnitts, der sich rückwärts erstreckt von einem inneren Umfang der Stützwand 10C, die ein Element zum Stützen des Gegenantriebsrads 19 bildet. Das

Halten der Stützwand 10C an dem Gehäuse 14B ist vorstehend beschrieben.

In Übereinstimmung mit der Eingangswelle 10 mit dem wie vorstehend beschrieben angeordneten Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus ist das Differentialantriebs-Ritzelrad 22, das mit dem Differential-Zahnkranz 31 der Differentialvorrichtung 3 kämmt, an einem vorderen Endabschnitt der Gegenwelle 20 so angeordnet, um das Gehäuse 10A in Richtungen der Achse in einer Gestalt zu überlappen, wobei der Ölpumpenkörper teilweise ausgeschnitten ist, wie aus Fig. 5 ersichtlich ist. Zusammen mit dem vordersten Anordnen des Differentialantriebs-Ritzelrads 22 ist eine vordere Seite der Gegenwelle 20 bei einer Stelle gestützt rückwärts von dem Differential-Ritzelrad 22 an dem Gehäuse 10B über eine Lagerung. Auf der Grundlage dieser Positionsbeziehung ist das hydraulische Servoelement 7 der Kupplung C-3 bei einer Position angeordnet, die den Differential-Zahnkranz 31 in radialen Richtungen überlappt, und das Reibungselement 93 der Kupplung C-3 ist so angeordnet, um teilweise den Differential-Zahnkranz 31 in den Richtungen der Achse zu überlappen bei der äußeren Umfangsseite des Geschwindigkeitsreduktions-Planetenrads G1.

Wie vorstehend beschrieben ist, ermöglicht die Gehäusebauweise dieses Ausführungsbeispiels, dass die für den Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus notwendige Stützwand 10C innerhalb dem Gehäuse 10B angeordnet wird und gleichzeitig eine Integration des hinteren Gehäuseabschnitts mit dem Gehäuse 10B eingesetzt wird und dadurch ein Vorsprung der Anschlussabschnitte in radialen Richtungen nach außen von dem Gehäuse beseitigt werden.

Deshalb wird es möglich, eine Ventilkörper-Anordnungsfläche im Wesentlichen über die gesamte Länge des Gehäuses 10B zu gewährleisten. Somit können Beschränkungen des Bereichs des Ventilkörpers beseitigt werden. Da das hintere Ende des Gehäuses 10B geschlossen ist, ermöglicht die Bauweise darüber hinaus die Anordnung der Stützwand 10C in dem Gehäuse, während die Endflächen 10i zum Fixieren der Stützwand 10C angeordnet werden, die separat von dem Gehäuse 10B ist, an dem Gehäuse 10B und den Endflächen 10j zum Fixieren des Deckels 10A zum Schließen des Gehäuseausschnitts 10h an dem Gehäuse 10B in Abschnitten mit im Wesentlichen gleichen Durchmessern durch Verschieben der Endflächen 10i, 10j voneinander in den Umfangsrichtungen relativ zu dem Gehäuse 10B. Darüber hinaus sind die vorstehend erwähnten Endflächen 10i, 10j ausgebildet durch Anwenden der Endflächen der Keilzähne 10g, die vorgesehen sind für die Bremse B-2 des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismuses. Des Weiteren werden die Zahnzwischenräume zwischen den Keilzähnen 10g angewandt als Einsetzräume, um die Stützwand 10C durch den Ausschnittabschnitt 10h hindurch zu bringen. Deshalb wird es möglich, die Stützwand 10C anzuordnen durch Anwenden der Räume, die notwendig sind zum Anordnen und Stützen des Reibungselements 93 der Bremse B-2 des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismuses, wodurch verhindert wird, dass sich eine Größe des Gehäuses 10B für die Anordnung der Stützwand 10C erhöht. Da es unnötig wird, den Außendurchmesser der Außenabschnittsseite des Gehäuses 10B zu erweitern, um die Stützwand 10C anzuordnen, kann sein Außendurchmesser reduziert werden, so dass nicht nur die Länge in den Richtungen der Achse des Gehäuses zum Anordnen des Ventilkörpers sondern auch ein Einbauraum gewährleistet werden kann. Da noch des Weiteren die Stützwand 10C zentriert und positioniert ist an dem Gehäuse 10B durch eine Passung des kreisförmigen Vorsprungs 10n der Stützwand 10C an dem inneren Umfang der Keilzähne 10g des Gehäuses 10B, wodurch eine zuverlässige

signe Konzentrität des Gegenantriebsrads 19 erreicht wird, das gestützt ist durch die Stützwand 10C relativ zu der Eingangswelle 11.

Die vorliegende Erfindung ist detailliert beschrieben unter Bezugnahme auf ihre Anwendung auf einen 6-Gang-Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus, der hauptsächlich ausgebildet ist aus einem Getriebesatz der Ravigneaux-Art, wobei gute Vorteile erreicht werden. Die vorliegende Erfindung ist jedoch auf verschiedene Automatikgetriebe mit unterschiedlichen Geschwindigkeitswechsel-Mechanismen anwendbar, wobei eine Stützwand nötig ist in dem Getriebegehäuse, und die Erfindung ist nicht auf das offenbarte Ausführungsbeispiel beschränkt.

Während die vorliegende Erfindung beschrieben ist unter Bezugnahme auf das, was momentan als ihr bevorzugtes Ausführungsbeispiel betrachtet wird, ist es verständlich, dass die vorliegende Erfindung nicht auf das offenbarte Ausführungsbeispiel oder die Bauweisen beschränkt ist. Im Gegensatz hierzu ist beabsichtigt, dass die vorliegende Erfindung verschiedene Abwandlungen und äquivalente Anordnungen abdeckt.

Ein Automatikgetriebe ist in einem Gehäuse angeordnet. Ein Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus ist um eine Eingangswelle herum angeordnet. Ein Rad ist an einer Stützwand des Gehäuses so gestützt, um eine Abgabe des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismuses auf eine andere Welle zu übertragen, die sich entlang der Eingangswelle erstreckt. Ein hinterer Deckelabschnitt ist einstückig mit dem Gehäuse, wodurch ein Anschlussabschnitt beseitigt wird. Die Stützwand zum Stützen des Rads ist entfernbar angebracht an dem Gehäuse über einen Ausschnittabschnitt.

Patentansprüche

1. Fahrzeug-Automatikgetriebe mit: einem Gehäuse;

einem Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus, der um eine Eingangswelle herum angeordnet ist; und
einem Rad zum Übertragen einer Abgabe des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismuses auf eine Welle, die sich entlang der Eingangswelle erstreckt; und
einer Stützwand, die an dem Gehäuse angebracht ist und das Rad stützt,

wobei das Gehäuse bei einem Ende des Gehäuses einen hinteren Deckelabschnitt hat, der einstückig mit dem Gehäuse ausgebildet ist, und bei einem anderen Ende des Gehäuses einen Ausschnittabschnitt hat, und
wobei die Stützwand von dem Gehäuse abnehmbar ist über den Ausschnittabschnitt.

2. Fahrzeug-Automatikgetriebe nach Anspruch 1, wobei das Gehäuse bei einer Montageposition der Stützwand und einer Position des Ausschnittabschnitts Endflächen hat, die dem Ausschnittabschnitt zugewandt sind und die verschoben sind voneinander in der Position in einer Umfangsrichtung, und
wobei die Stützwand mit einem Vorsprungsabschnitt versehen ist, der über eine Endfläche des Ausschnittabschnitts des Gehäuses hinaus bewegt werden kann und der in Kontakt tritt mit einer Endfläche, die bei der Montageposition der Stützwand vorgesehen ist, und
wobei die Stützwand an dem Gehäuse fixiert ist mit den Vorsprungsabschnitten, die in Kontakt eingerichtet sind mit der Endfläche bei der Montageposition, und
wobei der Ausschnittabschnitt des Gehäuses geschlossen ist durch einen Deckel, der in Kontakt mit der Endfläche des Ausschnittabschnitts angeordnet ist und an der Endfläche fixiert ist, um den Ausschnittabschnitt zu

bedecken.

3. Fahrzeug-Automatikgetriebe nach Anspruch 1, wobei das Gehäuse Keilzähne hat, die sich in einem inneren Umfang einer Umfangswand des Gehäuses in einer Richtung seiner Achse erstrecken, um ein Reibungselement einer Brense des Geschwindigkeitswechsel-Mechanismus auf eine derartige Weise zu stützen, dass das Drehen des Reibungselements angehalten wird, und

wobei die Keilzähne kurze Keilzähne umfassen, die bei der Montageposition der Stützwand enden, und lange Keilzähne, die sich zu dem Ausschnittabschnitt des Gehäuses erstrecken und bei diesem enden, und wobei die Stützwand einen Außendurchmesserabschnitt hat, dessen Durchmesser kleiner ist als ein Durchmesser eines inneren Umfangs, der definiert ist durch die langen Keilzähne, und einen Vorsprungsabschnitt, der von dem Außendurchmesserabschnitt so vorsteht, dass der Vorsprungsabschnitt durch einen Raum zwischen den langen Keilzähnen hindurchtreten kann und in Kontakt treten kann mit einer Endfläche von zumindest einem der kurzen Keilzähne, und wobei die Stützwand an dem Gehäuse fixiert ist mit dem Vorsprungsabschnitt, der durch die Endfläche von zumindest einem der kurzen Keilzähne angehalten ist, und wobei der Ausschnittabschnitt des Gehäuses geschlossen ist durch einen Deckel, der durch eine Endfläche von zumindest einem der langen Keilzähne angehalten ist und daran fixiert ist, um den Ausschnittabschnitt zu bedecken.

4. Fahrzeug-Automatikgetriebe nach Anspruch 3, wobei die Stützwand einen kreisförmigen Vorsprung hat, der in einen inneren Umfang eingepasst werden kann, der durch die Keilzähne des Gehäuses definiert ist.

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

FIG. 8

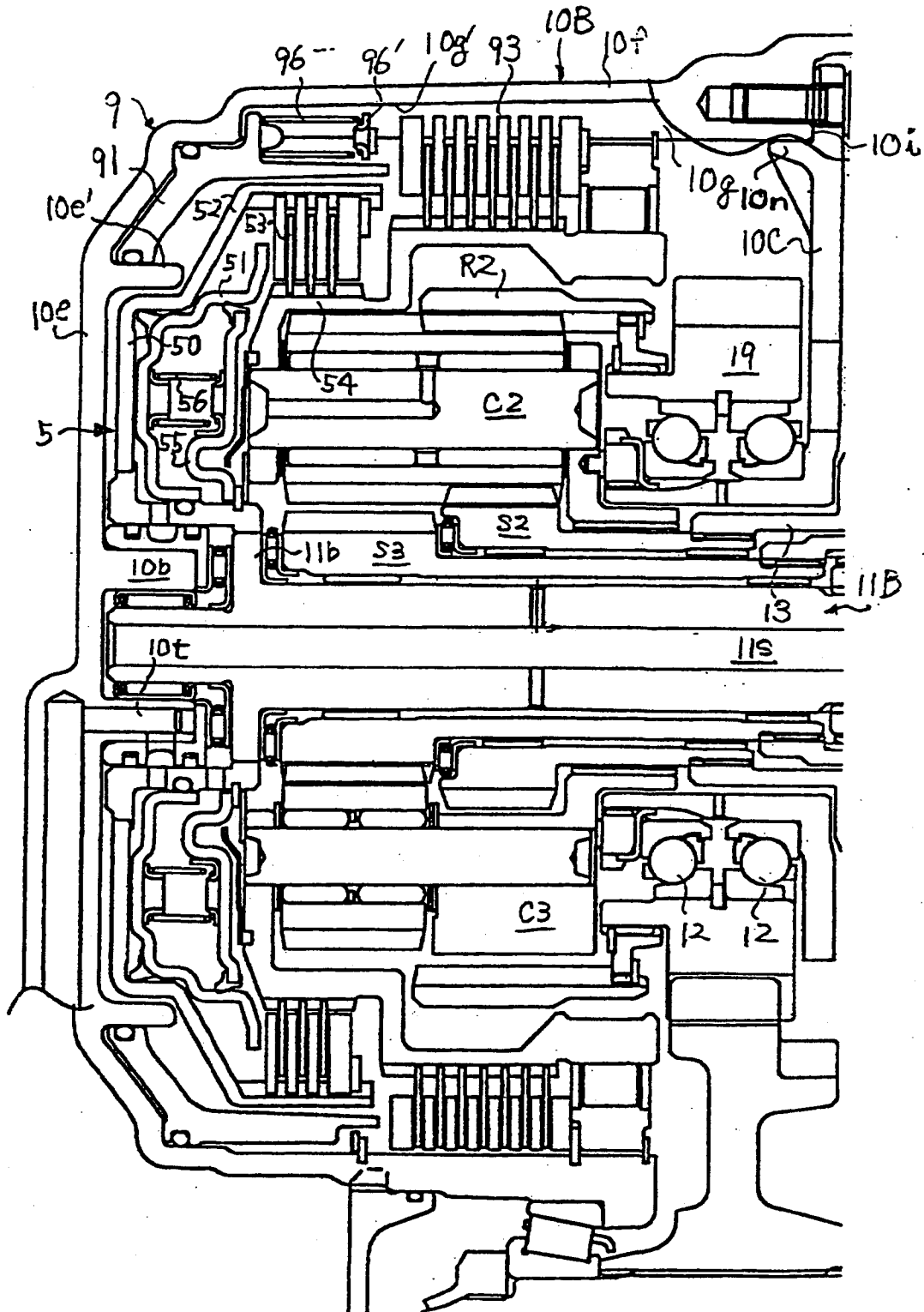


FIG. 1

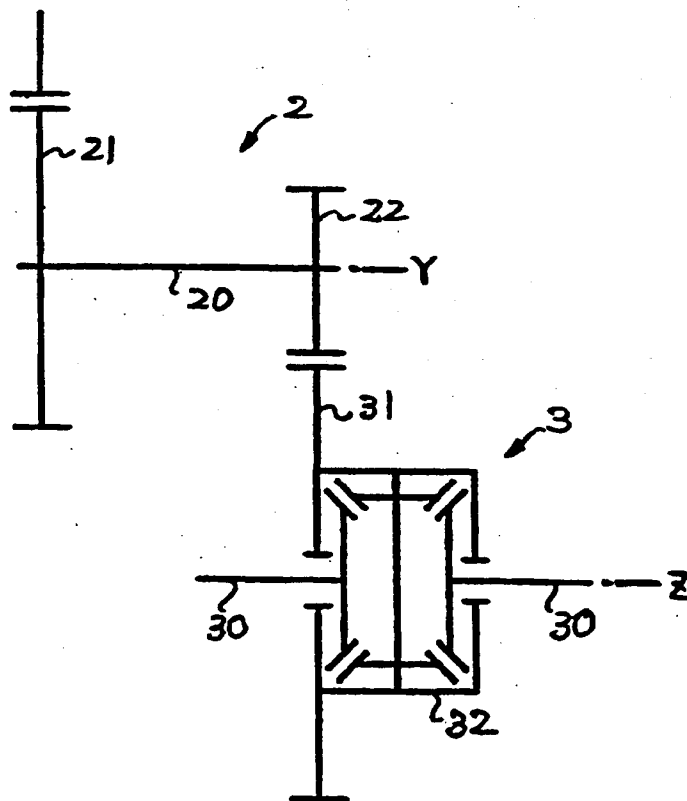
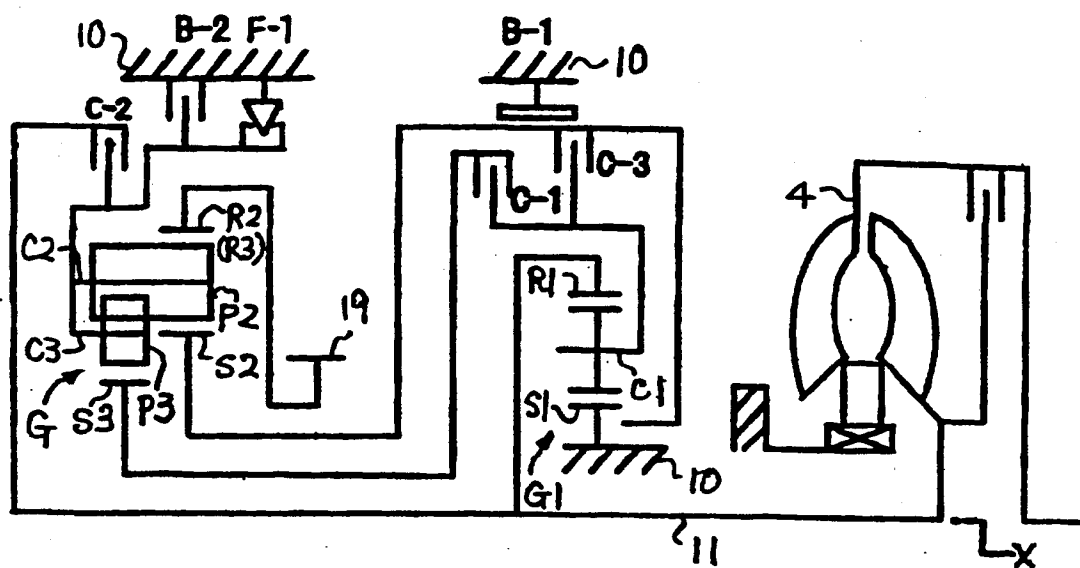


FIG. 2

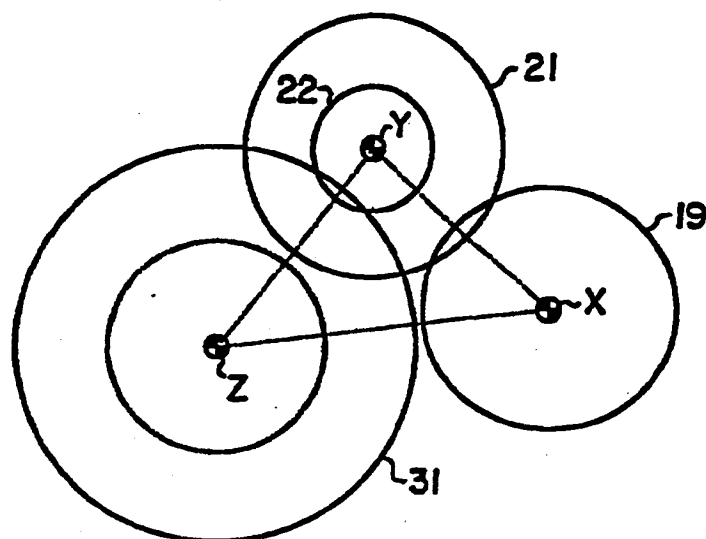


FIG. 3

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	F-1	ÜBERS. VERHÄLT.	ABSTUF.
P) 1.73) 1.51) 1.35) 1.35) 1.25
R			○		○		3.389	
N								
1	○				(○)	○	4.067	
2	○			○			2.354	
3	○		○				1.564	
4	○	○					1.161	
5		○	○				0.857	
6		○		○			0.684	

FIG. 5

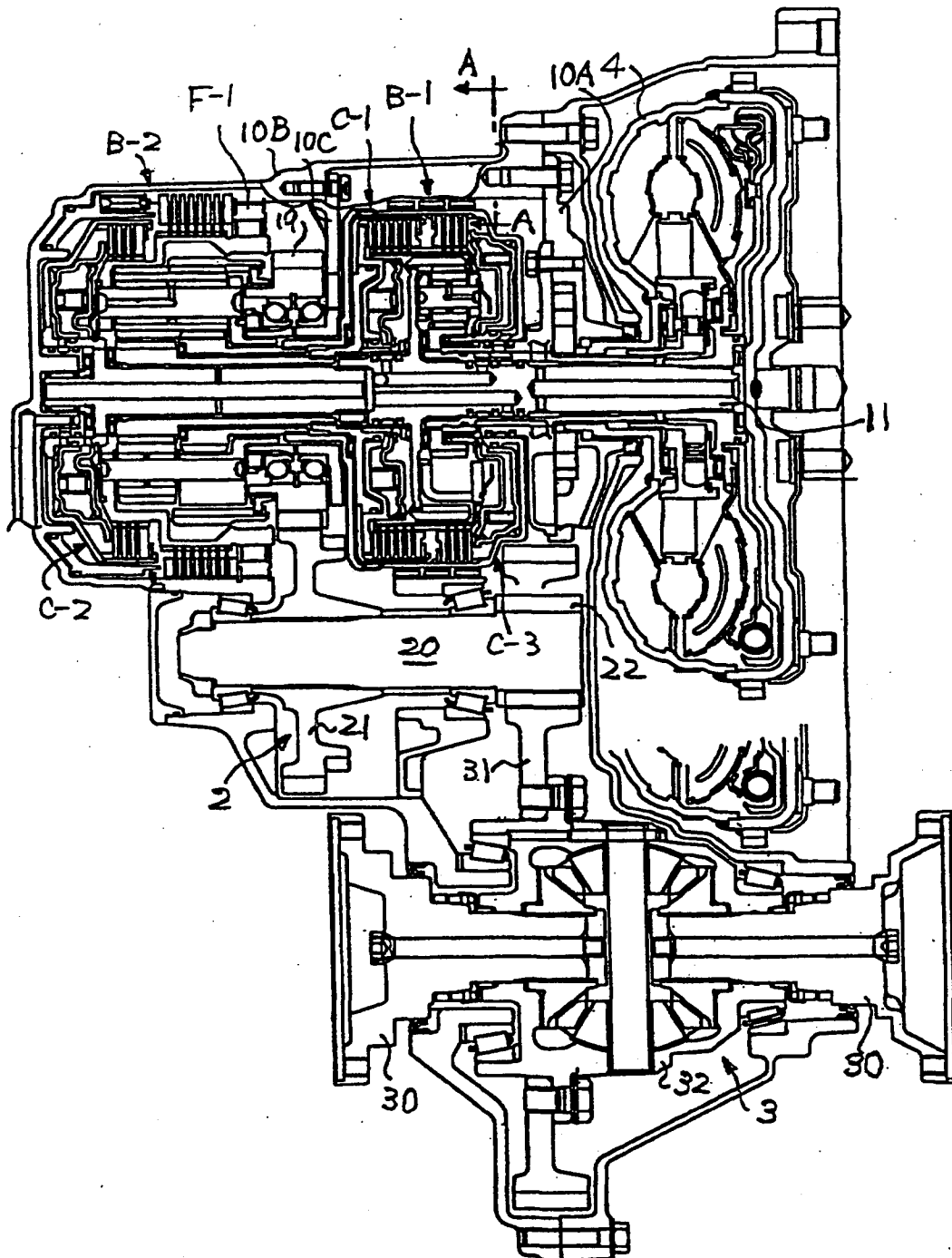


FIG. 6

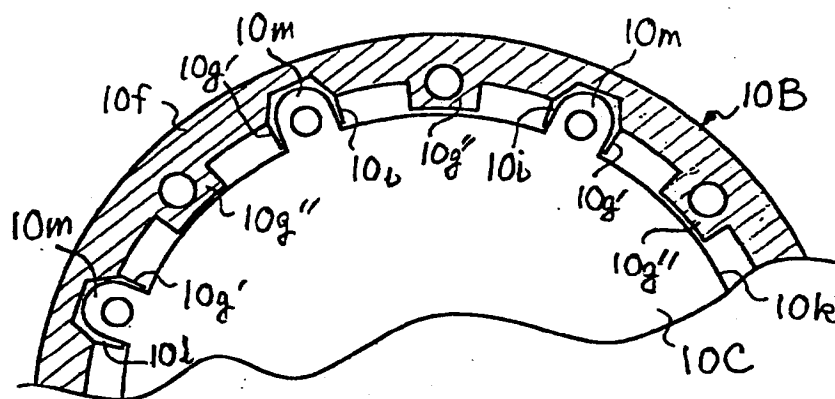


FIG. 7

